

50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium

September, 19-23, 2005

**Maschinenbau
von Makro bis Nano /
Mechanical Engineering
from Macro to Nano**

Proceedings

Fakultät für Maschinenbau /
Faculty of Mechanical Engineering

Startseite / Index:

<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

Impressum

Herausgeber:	Der Rektor der Technischen Universität Ilmenau Univ.-Prof. Dr. rer. nat. habil. Peter Scharff
Redaktion:	Referat Marketing und Studentische Angelegenheiten Andrea Schneider Fakultät für Maschinenbau Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Kurtz, Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. med. (habil.) Hartmut Witte, Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Gerhard Linß, Dr.-Ing. Beate Schlütter, Dipl.-Biol. Danja Voges, Dipl.-Ing. Jörg Mämpel, Dipl.-Ing. Susanne Töpfer, Dipl.-Ing. Silke Stauche
Redaktionsschluss: (CD-Rom-Ausgabe)	31. August 2005
Technische Realisierung: (CD-Rom-Ausgabe)	Institut für Medientechnik an der TU Ilmenau Dipl.-Ing. Christian Weigel Dipl.-Ing. Helge Drumm Dipl.-Ing. Marco Albrecht
Technische Realisierung: (Online-Ausgabe)	Universitätsbibliothek Ilmenau ilmedia Postfach 10 05 65 98684 Ilmenau
Verlag:	 Verlag ISLE, Betriebsstätte des ISLE e.V. Werner-von-Siemens-Str. 16 98693 Ilmenau

© Technische Universität Ilmenau (Thür.) 2005

Diese Publikationen und alle in ihr enthaltenen Beiträge und Abbildungen sind urheberrechtlich geschützt.

ISBN (Druckausgabe):	3-932633-98-9	(978-3-932633-98-0)
ISBN (CD-Rom-Ausgabe):	3-932633-99-7	(978-3-932633-99-7)

Startseite / Index:

<http://www.db-thueringen.de/servlets/DocumentServlet?id=15745>

**Karl-Heinz Modler / Erwin-Christian Lovasz / Hartmut Freitag
Jochen Hagedorn / Dan Perju / Dan Mărgineanu**

Praxisorientierte Anwendung von nachgeschalteten Getrieben in Montageautomaten

Abstract

The paper deals with the serially connected mechanisms with cams and linkages. This type of mechanisms are frequently used for the control of the working devices of the assembling automates. These mechanisms allow a sequential correlation of the movements. In the paper some analytical methods for analysis and synthesis of such type of mechanisms are presented. It is also indicated a procedure for mechanism's accuracy evaluation.

1 Einleitung

Die technologischen Anforderungen an Montageautomaten sind häufig sehr komplex und erfordern die Realisierung komplizierter, räumlicher und zeitlich aufeinander abgestimmter Bewegungen der Arbeitsorgane. Die Entwicklung der Antriebstechnik führte in den letzten Jahren zu komplexen Antriebssystemen, welche zusammen mit einfachem Getriebe und Mechanismen sehr komplizierte Bewegungsverläufe erzeugen können. Die verwendeten einfachen Getriebe sollen die geforderte Genauigkeit im Betrieb sichern und einfache Verstellmöglichkeiten bieten. Die einfachen Getriebestrukturen sichern die zwangsläufigen und zeitlich aufeinander abgestimmten Bewegungen der Arbeitsorgane.

Die mechanische Steuerung der Bewegungsvorgänge der Arbeitsorgane hat auch heute noch große Bedeutung. Dies gilt insbesondere für Montageautomaten, Verarbeitungs- und Verpackungsmaschinen. Notwendige Arbeitsbewegungen werden oft durch Übertragungsgetriebe realisiert. Auf diese Weise lässt sich: die Kniehebelwirkung an der Schubkurbel nutzen, der Abtriebswinkel vergrößern, die Kraft- und Bewegungsübertragung zwischen An- und Abtriebsglied verbessern. Die oft vorkommenden Bewegungsvorgänge in Montageautomaten werden für Schneid-, Umformungs- oder Verformungs-, Verschiebungsprozesse und für Handhabung bzw. Zusammenfügung von verschiedenen Halbzeugen angewendet.

Diesem Bericht liegen zu Grunde die Erkenntnisse aus einer Zusammenarbeit zwischen TU Dresden und PU Timișoara mit der Firma XENON Automatisierungstechnik GmbH und ibH Hagedorn, um in Abstimmung mit den Industriepartnern ein praxisorientiertes Programm zu entwickeln, um den Zeit- und Arbeitsaufwand beim Getriebeentwurf reduzieren zu können.

2 Systematik der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetrieben

Die Arbeitsbewegungen in Montageautomaten sind häufig Schub- und Schwingbewegungen, die einem vorgeschriebenen Bewegungsplan folgen und durch Rasten unterbrochen werden können. Durch den Einsatz von dreigliedrigen ebenen Kurvengetrieben können nicht alle Bewegungsaufgaben verwirklicht werden, die mit den in Serie nachgeschalteten ebenen Kurven- und Koppelgetrieben sonst leicht lösbar sind. Die Bewegungsverläufe sind durch das bewegungsbestimmende Kurvenprofil gesichert und werden durch das Koppelgetriebe an das Arbeitsorgan übertragen.

Nach [2], [6] ergeben sich aus der Watt'schen und Stephenson'schen Kette 158 verschiedene ebene Kurvenkoppelgetriebe, wenn 1, 2 und 3 Kurvengelenke sowie Drehgelenke als Doppelgelenke eingeführt sind. Hierbei sind Drehgelenke auch durch Schubgelenke ersetzbar. In der folgenden Systematik werden nur die einfachen ebenen Getriebestrukturen, die in Serie nachgeschaltete Kurven- und Koppelgetriebe enthalten und die als Übertragungsgetriebe verwendbar sind, betrachtet. Definitionsgemäß besitzt das einfache in Serie nachgeschaltete Kurven- und Koppelgetriebe ein Gelenk mit $f = 2$, d.h. $e_2 = 1$ und hat den Getriebefreiheitsgrad $F = 1$. Für die Systematik wird von den beiden sechsgliedrigen kinematischen Ketten ausgegangen und durch die Elementenerweiterung bekommt man die kinematischen Ketten der Kurven- und Koppelgetriebe (s. Bild 2.1).

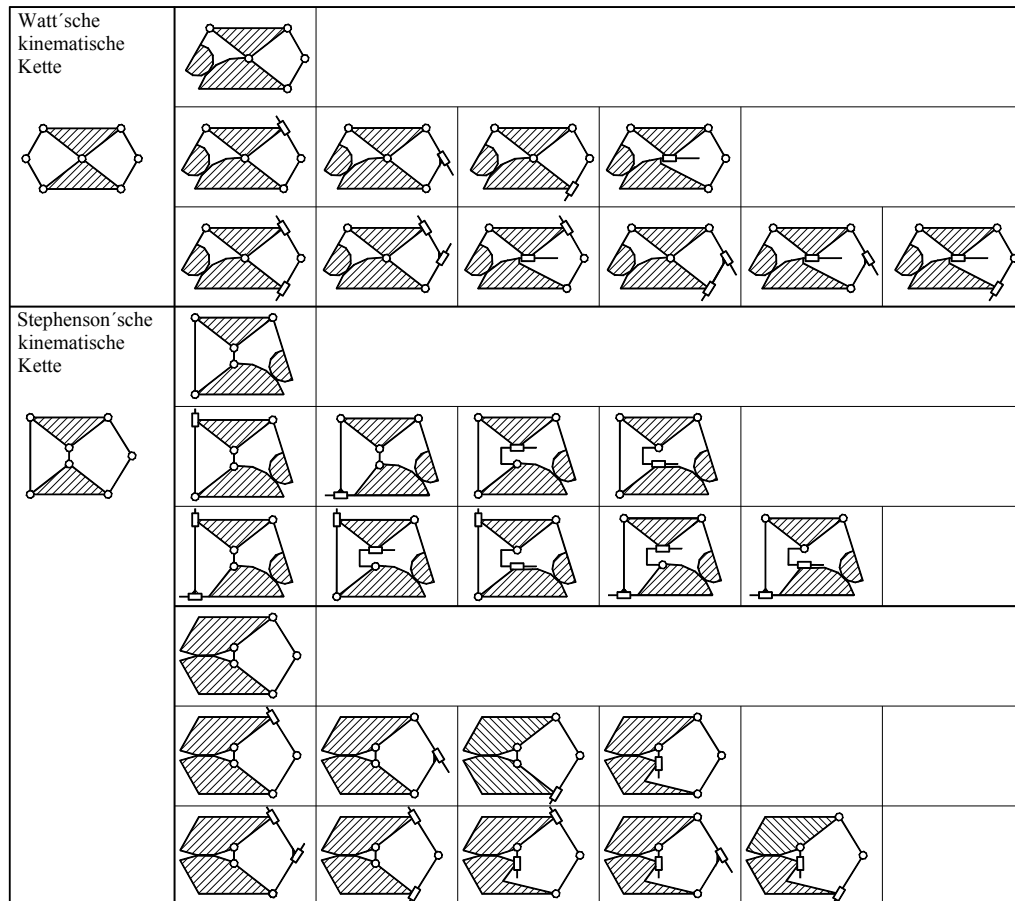


Bild 2.1 Kinematische Ketten der in Serie nachgeschalteten ebenen Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb

Werden nach Reuleaux die Glieder der zugrunde liegenden kinematischen Kette (s. Bild 2.1) zum Gestell gemacht (Gliederwechsel) und jeweils das Kurvenglied als Antriebsglied festgelegt, so ergeben sich 11 ebenen Getriebestrukturen der in Serie nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb. Alle Getriebestrukturen aus der Stephenson'schen Kette ergeben koppelgesteuerte Kurven- und Koppelgetriebe.

Alle diese Getriebestrukturen erfüllen die Relevanzkriterien:

- der Antrieb muss eine drehende Kurvenscheibe sein,
- das Getriebe soll nicht aus koppelgesteuerten Elementen bestehen und
- alle Getriebeglieder sollen in die Bewegungsübertragung einbezogen sein.

Die 11 ebenen Getriebestrukturen der in Serie nachgeschalteten fünfgliedrigen Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb sind im Bild 2.2 dargestellt und sind für weitere Untersuchungen sinnvoll.

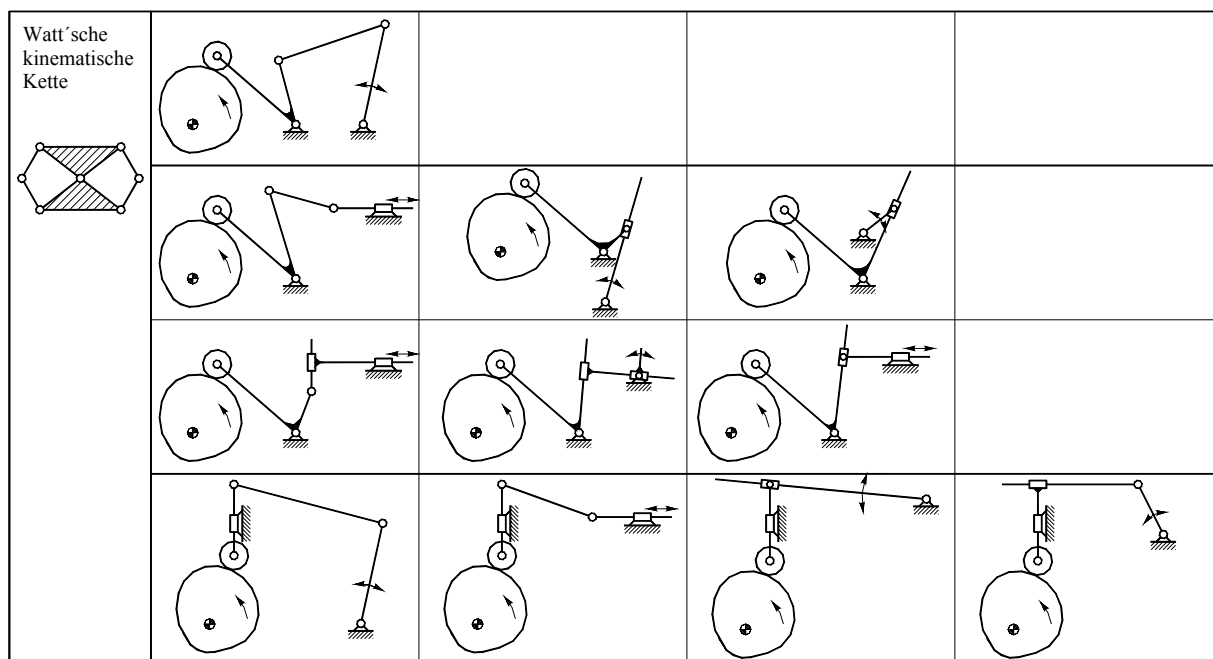


Bild 2.2 Zusammenstellung der in Serie nachgeschalteten ebenen Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb

Die viergliedrigen nachgeschalteten Getriebe können als Viergelenk, Schubkurbel, Kurbelschleife, Schubschleife, Schubschleife oder Doppelschieber vorkommen. Die Kurvenpaarung kann in den Kombinationen: Außenpaarung als Außenkurvenscheibe, Innen-Außenpaarung als Nutkurvenscheibe oder Wulstkurvenscheibe, und Außen-Außenpaarung als Doppelkurvenscheibe realisiert werden (s. Bild 2.3).

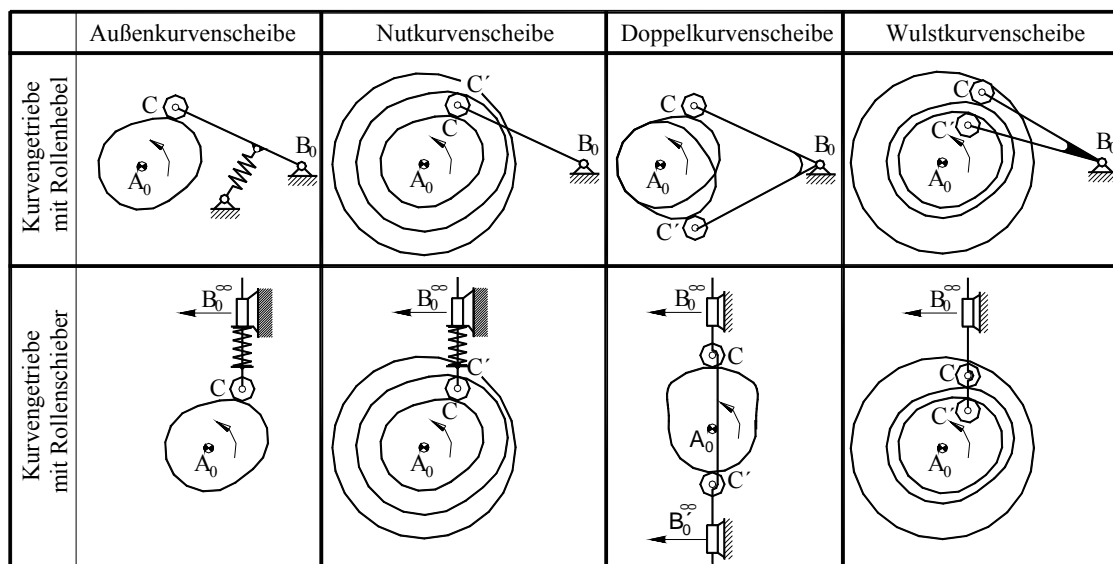


Bild 2.3 Art der Kurvenpaarung bei Kurvengetrieben

3 Kinematische Analyse der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetrieben mit rotatorischem Antrieb

Die Vorgehensweise der Analyse der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb ist im Bild 3.1 zusammengefasst. Als Parameter wird stets der Antriebswinkel „ φ “ der Kurvenscheibe gewählt. Alle geometrischen Angaben für das Kurvengetriebe und

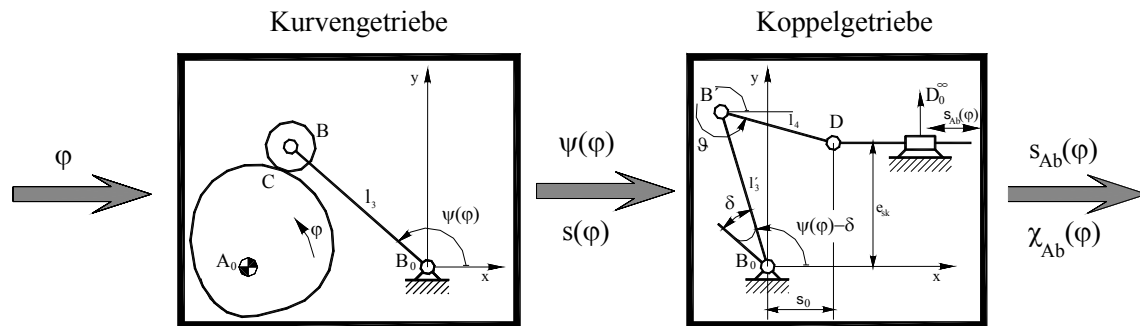


Bild 3.1 Blockschaltbild für die Analyse der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb

Koppelgetriebe sind vorgeschrieben und die geometrischen Übertragungsfunktionen und kinematischen Parameter sind zu bestimmen. Das Rastsystem x, y wird günstig mit dem Ursprung in der Lage des gemeinsamen Gelenks (B_0 im Bild 3.1) gewählt. Die Funktion der Winkel des Eingriffsglieds und die entsprechenden geometrischen Funktionen der Winkel des nachgeschalteten Koppelgetriebes werden ermittelt.

Die Funktion der Winkel des Kurvengetriebes hat die folgende allgemeine Form:

- für Kurvengetriebe mit Rollenhebel:

$$\psi = \psi(\varphi, r_G, r(\varphi), x_{A_0}, y_{A_0}, l_3), \quad (3.1)$$

- für Kurvengetriebe mit Rollenschieber:

$$s = s(\varphi, r_G, r(\varphi), x_{A_0}, y_{A_0}, e_s), \quad (3.2)$$

wobei: $r(\varphi)$ - Polarkoordinate der Rollenmittelpunktkurve,

x_{A_0}, y_{A_0} - Koordinaten des Antriebsgelenkes A_0 ,

r_G - Grundkreisradius der Kurvenscheibe,

l_3 - Hebellänge bei Kurvengetriebe mit Rollenhebel,

e_s - Exzentrizität bei Kurvengetriebe mit Rollenschieber.

Die geometrische Übertragungsfunktion 0-ter Ord. des nachgeschalteten Koppelgetriebes lautet:

$$s_{Ab} = s_{Ab}(\varphi, \psi(\varphi)/s(\varphi), \delta, l_j) \quad \text{oder} \quad \chi_{Ab} = \chi_{Ab}(\varphi, \psi(\varphi)/s(\varphi), \delta, l_j), \quad (3.3)$$

wobei: δ - Verstellwinkel zwischen Eingriffs- und Koppelgetriebe,glied,

l_j - Gliedlängen und Abmessungen des nachgeschalteten Koppelgetriebes.

Die Übertragungsfunktionen 1-ter Ord. und 2-ter Ord. sind:

$$\psi'(\varphi) = d\psi / d\varphi, \quad (3.4)$$

$$\psi''(\varphi) = d^2\psi / d\varphi^2. \quad (3.5)$$

Unter der Voraussetzung, dass die Winkelgeschwindigkeit der Kurvenscheibe konstant ist, wird der entsprechende kinematische Bewegungszustand des Abtriebsglieds:

$$\dot{s}_{Ab}(t) = s'_{Ab}(\varphi) \cdot \dot{\varphi}(t) \quad \text{oder} \quad \dot{\chi}_{Ab}(t) = \chi'_{Ab}(\varphi) \cdot \dot{\varphi}(t), \quad (3.6)$$

$$\ddot{s}_{Ab}(t) = s''_{Ab}(\varphi) \cdot \dot{\varphi}(t)^2 \quad \text{oder} \quad \ddot{\chi}_{Ab}(t) = \chi''_{Ab}(\varphi) \cdot \dot{\varphi}(t)^2, \quad (3.7)$$

wobei die Beziehung (3.6) die Geschwindigkeit und (3.7) die Beschleunigung des Abtriebsglieds beschreiben.

3.1 Beispiel. Kinematische Analyse der Kurvengetriebe mit Rollenhebel und nachgeschaltetem Schubkurbelgetriebe

Das Kurvengetriebe mit Rollenhebel und nachgeschaltetem Schubkurbelgetriebe ist ein in Serie nachgeschaltetes Getriebe, das durch das Glied 3 (Eingriffsglied für das Kurvengetriebe und Kurbel für das Schubkurbelgetriebe) verbunden sind (s. Bild 3.2a). Ausgehend von den beiden

$$l_3' \cdot e^{i(\psi(\varphi)-\delta)} + l_4 \cdot e^{i\vartheta(\varphi)} = (s_0 + s_{\text{Ab}}(\varphi)) + i \cdot e_{s_k}. \quad (3.17)$$

Durch Umformung der Gleichung (3.17) in die Form:

$$l_4 \cdot e^{i\vartheta(\varphi)} = [(s_0 + s_{Ab}(\varphi)) + i \cdot e_{sk}] - l_3' \cdot e^{i(\psi(\varphi) - \delta)}. \quad (3.18)$$

und Multiplikation von (3.18) mit ihrer konjugiert komplexen Gleichung ergibt sich eine Gleichung zur Bestimmung des Abtriebshubes $s(\varphi)$:

$$0 = (s_0 + s_{Ab}(\varphi))^2 - 2l_3' \cos(\psi(\varphi) - \delta) \cdot (s_0 + s_{Ab}(\varphi)) + e_{sk}^2 + l_3'^2 - l_4^2 - 2l_3' e_{sk} \sin(\psi(\varphi) - \delta). \quad (3.19)$$

Daraus folgt der Abtriebshub $s(\varphi)$:

$$s_{\text{Ab}}(\varphi) = l'_3 \cos(\psi(\varphi) - \delta) \pm \sqrt{2l'_3 e_{\text{sk}} \sin(\psi(\varphi) - \delta) - l'^2_3 \sin^2(\psi(\varphi) - \delta) - e^2_{\text{sk}} + l^2_4}. \quad (3.20)$$

Die erste und zweite Ableitung des Antriebshubes $s(\varphi)$ folgt analog aus (3.19):

$$s'_{\text{Ab}}(\varphi) = \frac{l'_3 \cdot \psi'(\varphi)((s_0 + s_{\text{Ab}}(\varphi)) \cdot \sin(\psi(\varphi) - \delta) - e_{\text{sk}} \cdot \cos(\psi(\varphi) - \delta))}{l_3 \cdot \cos(\psi(\varphi) - \delta) - (s_0 + s_{\text{Ab}}(\varphi))}, \quad (3.21)$$

$$s''_{Ab}(\varphi) = \frac{l'_3 \psi'(\varphi)^2 ((s_0 + s_{Ab}(\varphi)) \cos(\psi(\varphi) - \delta) + e_{sk} \sin(\psi(\varphi) - \delta)) + l'_3 \psi''(\varphi) ((s_0 + s_{Ab}(\varphi)) \sin(\psi(\varphi) - \delta) - e_{sk} \cos(\psi(\varphi) - \delta)) + s'_{Ab}(\varphi)^2 + 2 \cdot l'_3 \cdot \psi'(\varphi) \cdot s'_{Ab}(\varphi) \sin(\psi(\varphi) - \delta)}{l_3 \cdot \cos(\psi(\varphi) - \delta) - (s_0 + s_{Ab}(\varphi))} . \quad (3.22)$$

4 Synthese der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetrieben mit rotatorischem Antrieb

Die Vorgehensweise der Synthese der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetrieben mit rotatorischem Antrieb ist im Bild 4.1 zusammengefasst. Als Parameter bleibt der Antriebswinkel „ φ “ der Kurvenscheibe. Die Übertragungsfunktion des Abtriebsgliedes ist vorgeschrieben und die geometrischen Parameter des Koppelgetriebes sind anwendungsgemäß optimal festgelegt. Ebenfalls sind auch die Lage des Kurvenscheibendrehgelenks und die Hebellänge oder Exzentrizität des Hebels vorgeschrieben. Das Syntheseverfahren der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb soll das Kurvenprofil der Kurvenscheibe bestimmen, um die vorgeschriebene Übertragungsfunktion des Abtriebsgliedes zu erzeugen. Der Ursprung des Rastsystems x, y wird ebenfalls in dem gemeinsamen Gelenk gewählt.

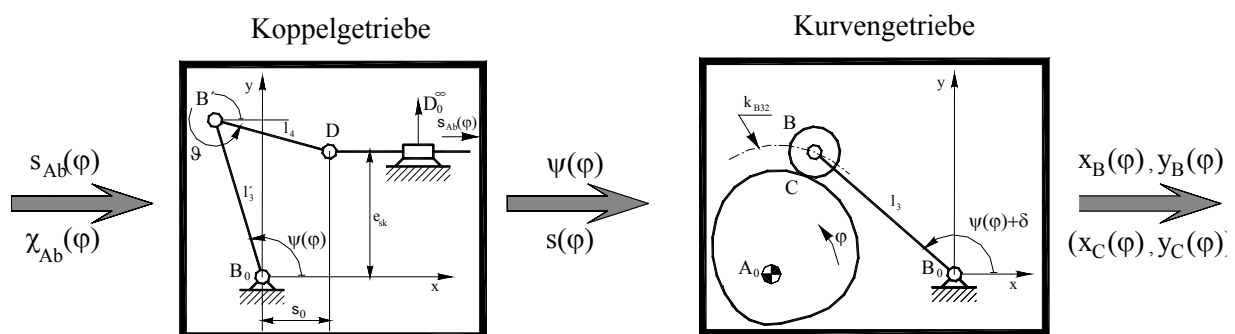


Bild 4.1 Blockschaltbild für die Synthese der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetrieben mit rotatorischem Antrieb

Die Funktion der Winkel des Koppelgetriebes hat für die gegebenen geometrischen Parameter die folgende allgemeine Form:

- für eine Schwinde als Verbindungsglied mit dem Eingriffsglied:

$$\psi = \psi(\varphi, s_{\text{Ab}}(\varphi)/\chi_{\text{Ab}}(\varphi), 1_i), \quad (4.1)$$

- für einen Schieber als Verbindungsglied mit dem Eingriffsglied:

$$s = s(\varphi, s_{\text{Ab}}(\varphi)/\chi_{\text{Ab}}(\varphi), 1_i), \quad (4.2)$$

wobei: $s_{Ab}(\varphi)$ - Übertragungsfunktion eines translatorischen Abtriebsgliedes.

$\chi_{Ab}(\varphi)$ - Übertragungsfunktion eines rotatorischen Abtriebsgliedes.

Aus der geometrischen Übertragungsfunktion (4.1) oder (4.2) des Koppelgetriebes wird das Bewegungsgesetz für das Kurvengetriebe bestimmt. Die Ausgangslagen des Rollenmittelpunktes, die gegenüber dem Koppelgetriebe und dem Kurvengetriebe berechnet worden sind, müssen übereinstimmen.

Für die vorgeschriebenen Abmessungen des Kurvengetriebes werden abhängig von der Art der Kurvengetriebe die Koordinaten des Rollenmittelpunktes bestimmt. Die Koordinaten werden in der allgemeinen Form:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= x_B(\varphi, \psi(\varphi)/s(\varphi), \delta, l_3/e_S, r_G, x_{B_0}, y_{B_0}) \\ y_B &= y_B(\varphi, \psi(\varphi)/s(\varphi), \delta, l_3/e_S, r_G, x_{B_0}, y_{B_0}) \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

geschrieben. Die geometrischen Parameter der Koordinaten haben die Bedeutung wie in Abschnitt 3.

Die Rollenmittelpunktkurve k_{B32} wird in komplexer Form:

$$B = x_B(\varphi) + i \cdot y_B(\varphi) \quad (4.4)$$

angegeben. Die rechnerische Erfassung des Kurvenprofils wird ausgehend von dem Tangentenvektor B' an k_{B32} bestimmt. Aus der Beziehung (4.4) folgt durch die Differentiation nach φ :

$$B' = \frac{dB}{d\varphi} = \frac{dx_B}{d\varphi} + i \cdot \frac{dy_B}{d\varphi}. \quad (4.5)$$

Das innere bzw. äußere Kurvenprofil, gekennzeichnet durch die Punkte B_i bzw. B_a , berechnet sich entsprechend Bild 4.2 nach:

$$B_i = B + i \cdot r_R \frac{B'}{|B'|}, \quad B_a = B - i \cdot r_R \frac{B'}{|B'|}. \quad (4.6)$$

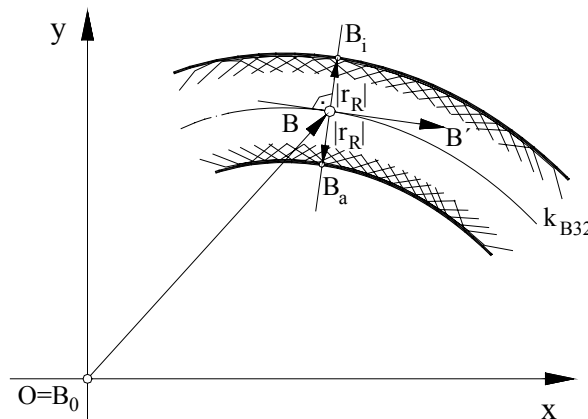


Bild 4.2 Berechnung der inneren und äußeren Kurvenprofile

Die Koordinaten der inneren bzw. äußeren Kurvenprofile werden nach (4.6):

$$x_i(\varphi) = x_B(\varphi) - r_R \cdot \frac{y'_B(\varphi)}{\sqrt{x'_B(\varphi)^2 + y'_B(\varphi)^2}}, \quad y_i(\varphi) = y_B(\varphi) + r_R \cdot \frac{x'_B(\varphi)}{\sqrt{x'_B(\varphi)^2 + y'_B(\varphi)^2}}, \quad (4.7)$$

$$x_a(\varphi) = x_B(\varphi) + r_R \cdot \frac{y'_B(\varphi)}{\sqrt{x'_B(\varphi)^2 + y'_B(\varphi)^2}}, \quad y_a(\varphi) = y_B(\varphi) - r_R \cdot \frac{x'_B(\varphi)}{\sqrt{x'_B(\varphi)^2 + y'_B(\varphi)^2}}. \quad (4.8)$$

Abhängig von der Art der Kurvenpaarung des Kurvengetriebes werden die entsprechenden inneren und/oder äußeren Kurvenprofile berechnet.

4.1 Beispiel. Synthese der Kurvengetriebe mit Rollenhebel und nachgeschaltetem Schubkurbelgetriebe

Das Kurvengetriebe mit Rollenhebel und nachgeschaltetem Schubkurbelgetriebe wird in einem günstig gewählten Rastsystem x,y mit dem Ursprung in dem gemeinsamen Gelenk B_0 und mit der x -Achse parallel zur Schubrichtung des Abtriebschiebers dargestellt (s. Bild 4.3).

Die geometrischen Parameter der Schubkurbel (l'_3 , l_4 , e_{sk} und s_0), der Bewegungsverlauf des Schiebers (Abtriebsglied) $s_{Ab}(\varphi)$, der nach der positiven Richtung der x -Achse mit dem „+“ Vorzeichen behaftet ist, sind gegeben. Für das Kurvengetriebe sind die Lage des Drehgelenkes $A_0(x_{A_0}, y_{A_0})$, die Länge des Hebels l_3 , Grundkreisradius r_G und der Rollenradius r_R vorge-schrieben.

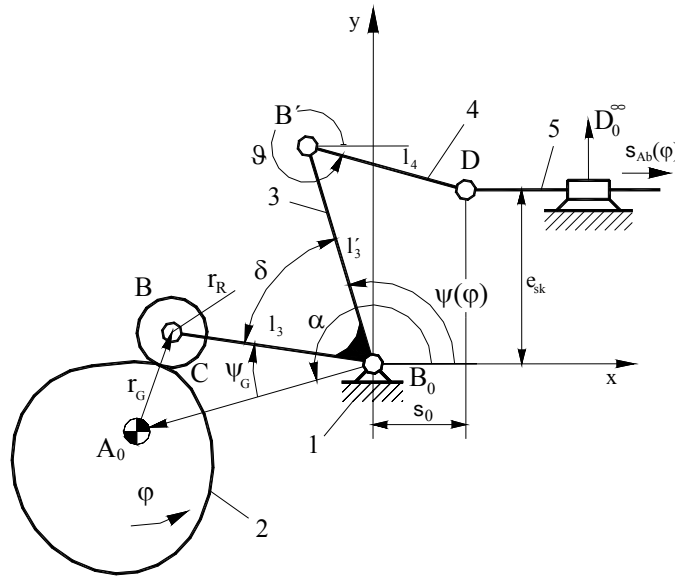


Bild 4.3 Synthese der Kurvengetriebe mit Rollenhebel und nachgeschalteten Schubkurbelgetriebe

Ausgehend von den beiden Vektorzügen im Rastsystem x,y erhält man für das Koppelgetriebe (s. Bild 4.3) die folgende Gleichung in komplexer Schreibweise:

$$l'_3 \cdot e^{i\psi(\varphi)} + l_4 \cdot e^{i9(\varphi)} = (s_0 + s_{Ab}(\varphi)) + i \cdot e_{sk} \quad (4.9)$$

Durch Umformung der Gleichung (4.9) nach dem Term $l_4 \cdot e^{i9(\varphi)}$ und die Multiplikation mit ihrer konjugiert komplexen Gleichung ergibt sich eine Gleichung zur Bestimmung des Schwingwinkels $\psi(\varphi)$:

$$0 = 2l'_3(s_0 + s_{Ab}(\varphi)) \cdot \cos \psi(\varphi) + 2l'_3 e_{sk} \cdot \sin \psi(\varphi) - (s_0 + s_{Ab}(\varphi))^2 - e_{sk}^2 - l_3'^2 + l_4^2 \quad (4.10)$$

Daraus folgt der Bewegungsverlauf der Schwinke $\psi(\varphi)$ in Abhängigkeit vom vorgeschriebenen Bewegungsverlauf des Abtriebsgliedes $s(\varphi)$ in der Form (3.14) mit:

$$\begin{aligned} A(\varphi) &= 2 \cdot l'_3 \cdot (s_0 + s_{Ab}(\varphi)), \\ B(\varphi) &= 2 \cdot l_3 \cdot e_{sk}, \\ C(\varphi) &= l_4^2 - (s_0 + s_{Ab}(\varphi))^2 - e_{sk}^2 - l_3'^2. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Um das richtige Vorzeichen des Schwingwinkels $\psi(\varphi)$ zu bestimmen, muss die Ausgangslage des Rollenmittelpunktes, der gegenüber dem Koppelgetriebe und dem Kurvengetriebe ausgerechnet ist, übereinstimmen. D.h., das folgende Winkelverhältnis

$$\alpha - \psi_G = \psi_0 + \delta \quad (4.12)$$

muss in der Ausgangslage erfüllt sein, wobei:

$$\psi_G = \arccos \frac{x_{A_0}^2 + y_{A_0}^2 + l_3^2 - r_G^2}{2 \cdot l_3 \cdot \sqrt{x_{A_0}^2 + y_{A_0}^2}}, \quad (4.13)$$

$$\sigma = \arctan \frac{y_{A_0}}{x_{A_0}}, \quad (4.14)$$

$$\psi_0 = \psi(0), \quad (4.15)$$

δ - vorgeschriebener Verstellwinkel, der analog mit Vorzeichen behaftet ist.
Das Bewegungsgesetz für das Kurvengetriebe lautet:

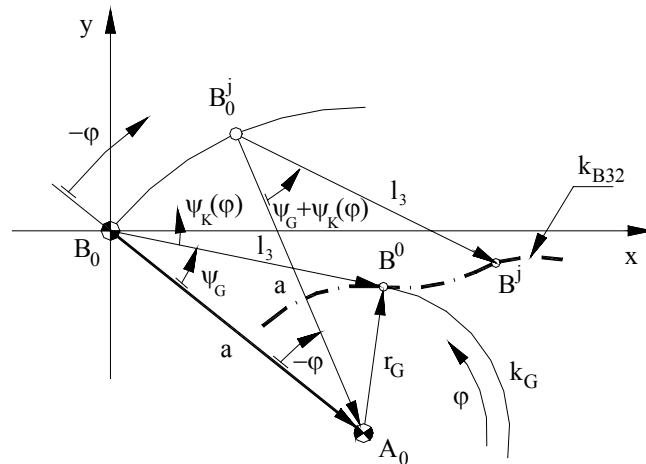


Bild 4.4 Berechnung der Rollenmittelpunktkurve des Kurvengetriebes mit Rollenhebel

$$\psi_{\mathbb{K}}(\varphi) = \psi(\varphi) - \psi_0. \quad (4.16)$$

Ausgehend von den vorliegenden Angaben des Kurvengetriebes wird der Achsabstand des Kurvengetriebes nach der folgenden Beziehung berechnet (s. Bild 4.4):

$$a = \sqrt{x_{A0}^2 + y_{A0}^2} . \quad (4.17)$$

Die Bestimmung der Kurve k_{B32} erfolgt für entsprechende Winkelvorgaben $-\varphi$ aus der komplexen Gleichung:

$$\mathbf{B} = \mathbf{A}_0 \left(1 - e^{-i\varphi} + \frac{l_3}{a} \cdot e^{i(\psi_G + \psi_K(\varphi) - \varphi)} \right). \quad (4.18)$$

Die Koordinaten der Rollenmittelpunktkurve k_{R32} sind:

$$\left. \begin{aligned} x_B(\varphi) &= x_{A0} \left(1 - \cos \varphi + \frac{l_3}{a} \cos(\psi_G + \psi_K(\varphi) - \varphi) \right) - y_{A0} \left(\sin \varphi + \frac{l_3}{a} \sin(\psi_G + \psi_K(\varphi) - \varphi) \right), \\ y_B(\varphi) &= x_{A0} \left(\sin \varphi + \frac{l_3}{a} \sin(\psi_G + \psi_K(\varphi) - \varphi) \right) + y_{A0} \left(1 - \cos \varphi + \frac{l_3}{a} \cos(\psi_G + \psi_K(\varphi) - \varphi) \right). \end{aligned} \right\} \quad (4.19)$$

Wenn die Kurvenscheibe als Doppelkurvenscheibe oder Wulstkurvenscheibe ausgeführt wird, muss eine zweite Rollenmittelpunktkurve k'_{B32} ausgerechnet werden. Durch Vorgabe des Winkels γ (Vorzeichen behaftet) zwischen dem Rollenhebel der Arbeitskurve und der Gegenkurve werden die Koordinaten der Rollenmittelpunktkurve k'_{B32} :

$$\left. \begin{aligned} x_{B'}(\varphi) &= x_{A0} \left(1 - \cos \varphi + \frac{l_3}{a} \cos(\psi_G \pm \gamma + \psi_K(\varphi) - \varphi) \right) - y_{A0} \left(\sin \varphi + \frac{l_3}{a} \sin(\psi_G \pm \gamma + \psi_K(\varphi) - \varphi) \right), \\ y_{B'}(\varphi) &= x_{A0} \left(\sin \varphi + \frac{l_3}{a} \sin(\psi_G \pm \gamma + \psi_K(\varphi) - \varphi) \right) + y_{A0} \left(1 - \cos \varphi + \frac{l_3}{a} \cos(\psi_G \pm \gamma + \psi_K(\varphi) - \varphi) \right). \end{aligned} \right\} \quad (4.20)$$

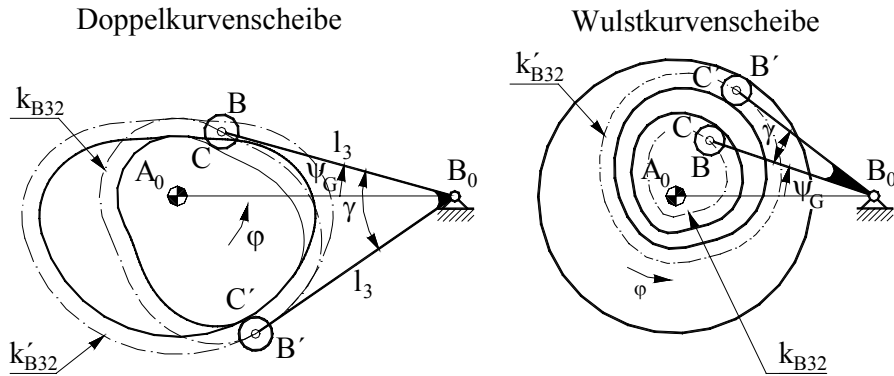


Bild 4.5 Berechnung der Mittelpunktkurve
für die Doppelkurvenscheibe und die Wulstkurvenscheibe

Mit den Beziehungen (4.7) und (4.8) werden die entsprechenden äußeren und/oder inneren Kurvenprofile berechnet.

5 Gütekennwerte für die Bewertung der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetrieben mit rotatorischem Antrieb

Nachgeschaltete Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb als ungleichmäßig übersetzende Getriebe sind insbesondere für die Realisierung von komplexen Bewegungsaufgaben geeignet. Gütekennwerte für die Bewertung sind die Übertragungswinkel bei den Kurven- und Koppelgetrieben und der minimale Krümmungsradius des Kurvenprofils. Dafür sind kinematischen Einflussfunktionen der geometrischen Parametern zu ermitteln.

5.1 Übertragungswinkel

Der Übertragungswinkel des nachgeschalteten Koppelgetriebes ist konstruktiv ausgelegt, d.h. $\mu > \mu_{\min} = 45^\circ$, um innerhalb der Bewegungsübertragung eine optimale Kraftübertragung zu sichern. Der Übertragungswinkel entspricht dem spitzen Winkel zwischen dem Koppel- und dem Abtriebsglied. Als Beispiel wird für das Schubkurbelgetriebe als nachgeschaltetes Getriebe der Übertragungswinkel mit der Beziehung:

$$\mu(\varphi) = \arccos\left(\frac{l_3 \cdot \sin \psi(\varphi) - e_{sk}}{l_4}\right) \quad (5.1)$$

ermittelt (s. Bild 5.1a).

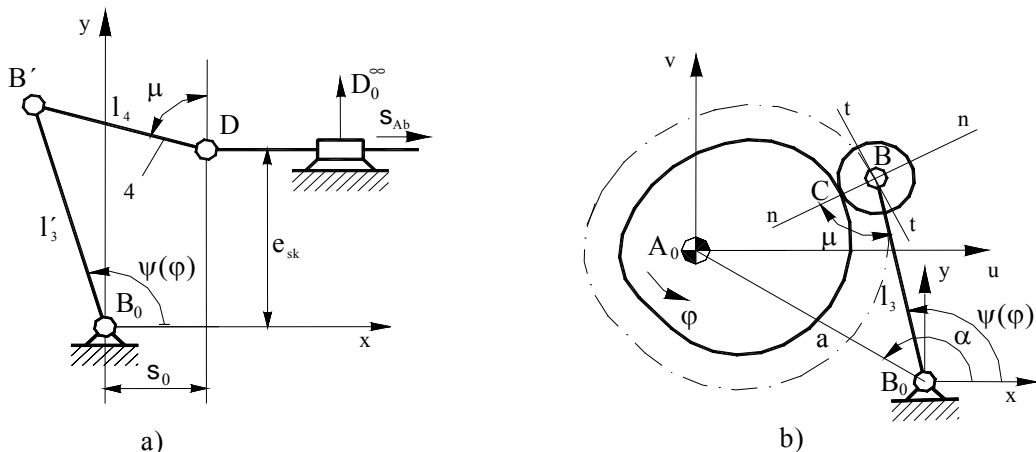


Bild 5.1 Übertragungswinkel der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetrieben

Zur Beurteilung der Güte der Kraft- und Bewegungsübertragung der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb spielt auch der Übertragungswinkel μ des Kurvengetriebes eine wichtige Rolle (s. Bild 5.1b). Zur Bestimmung des auftretenden minimalen Übertragungswinkels an der Kurvenscheibe sind jedoch weitere Überlegungen erforderlich. Der Übertragungswinkel kann im Gangsystem u, v wie folgt berechnet werden:

$$\mu(\varphi) = -\frac{\pi}{2} + \arccos \frac{(i \cdot B', B - B_0)}{|i \cdot B'| \cdot |B - B_0|}, \quad (5.2)$$

wobei:

$$B = u(\varphi) + i \cdot v(\varphi) = (x_B(\varphi) - x_{A_0}) + (y_B(\varphi) - y_{A_0}), \quad (5.3)$$

$$B' = u'(\varphi) + i \cdot v'(\varphi) = x'_B(\varphi) + i \cdot y'_B(\varphi), \quad (5.4)$$

$$(i \cdot B', B - B_0) = u'(\varphi)v(\varphi) - v'(\varphi)u(\varphi) = x'_B(\varphi) \cdot (y_B(\varphi) - y_{A_0}) - y'_B(\varphi) \cdot (x_B(\varphi) - x_{A_0}), \quad (5.5)$$

$$|i \cdot B'| = \sqrt{u'(\varphi)^2 + v'(\varphi)^2} = \sqrt{x'_B(\varphi)^2 + y'_B(\varphi)^2}, \quad (5.6)$$

$$|B - B_0| = \sqrt{u(\varphi)^2 + v(\varphi)^2} = \sqrt{(x_B(\varphi) - x_{A_0})^2 + (y_B(\varphi) - y_{A_0})^2}. \quad (5.7)$$

Auf Grund von Erfahrungswerten sollte $\mu(\varphi) > \mu_{\min} = 45^\circ$ bei langsamlaufenden und $\mu(\varphi) > \mu_{\min} = 60^\circ$ schnelllaufenden Kurvengetrieben mit Rollenhebel eingehalten werden [4]. Durch konstruktive Gestaltung der Glieder und Gelenke können diese Werte unterschritten werden. Dieser Gütekennwert ergibt qualitative Hinweise über die Güte der Kraft- und Bewegungsübertragung (s. [6]).

5.2 Krümmungsradius des Kurvenprofils

Der Krümmungsradius ρ_K der Kurvenscheibe dient als Kriterium zur Einschätzung der Ausführbarkeit und Benutzbarkeit des Kurvengetriebes. Es gilt:

$$\rho_K(\varphi) = \frac{\sqrt{(x'_B(\varphi)^2 + y'_B(\varphi)^2)^3}}{x'_B(\varphi) \cdot y''_B(\varphi) - x''_B(\varphi) \cdot y'_B(\varphi)}. \quad (5.8)$$

wobei $x'_B(\varphi)$, $y'_B(\varphi)$, $x''_B(\varphi)$, $y''_B(\varphi)$ die erste und zweite Ableitung der Koordinaten der Mittelpunktkurve $x_B(\varphi)$, $y_B(\varphi)$ nach φ sind.

Um eine ausführbare und benutzbare Kurvenscheibe zu erhalten, sollte das Profil der Kurvenscheibe folgende Bedingung erfüllen:

$$\min(\rho_K(\varphi)) \geq 1.4 \cdot r_R. \quad (5.9)$$

Ist der Krümmungsradius ρ_K gleich mit dem Rollenradius r_R , entsteht an der Kurvenkontur eine Spitze (s. Bild 5.2b). Wenn der Krümmungsradius ρ_K kleiner als der Rollenradius r_R ist, entsteht Hubverlust infolge von Unterschnitt (s. Bild 5.2c).

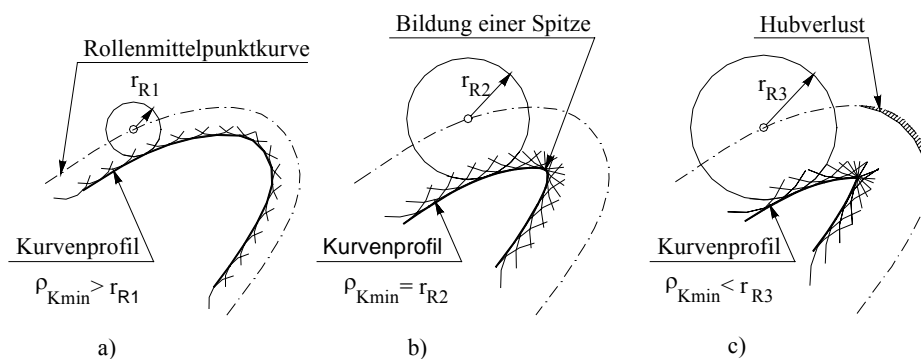


Bild 5.2 Spitzenbildung und Unterschnitt bei Kurvenprofilen

5.3 Einfluss der Änderung der geometrischen Parameter

Die Berechnung der Einflüsse der Änderung der geometrischen Parameter auf die Übertragungsfunktion ist von großer praktischer Bedeutung [1], [3], [5]. Der Einfluss von Gelenkspiel, Reibung, Temperaturänderungen, Fertigungsgenauigkeiten (Toleranzen) und elastischen Deformationen bzw. Dehnungen auf die Abtriebsparameter kann damit beurteilt werden.

Diese Untersuchungen dienen dazu, die Toleranzen für Bolzen- und Lagerdurchmesser bei Drehgelenken und die Fertigungsfehler der Kurvenscheibe optimal festlegen zu können.

In weiteren wird der Einfluss der Änderung der geometrischen Parameter für das Kurvengetriebe mit nachgeschaltetem Koppelgetriebe dargestellt. Allgemein lautet die Übertragungsfunktion des Kurvengetriebes mit nachgeschaltetem Koppelgetriebe:

$$s_{Ab} = s_{Ab}(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, \delta, r(\varphi), s_0, l'_3, l_4, e_{sk}). \quad (5.10)$$

Die kinematischen Einflussfunktionen, die durch die Lagefehler, die Verstellungsfehler und die Abmessungen der Glieder verursacht werden, verändern die Übertragungsfunktion in

$$s_{Ab} + \Delta s_{Ab} = s_{Ab}(\varphi, x_{A_0} + \Delta x_{A_0}, y_{A_0} + \Delta y_{A_0}, l_3 + \Delta l_3, \delta + \Delta \delta, r(\varphi) + \Delta r(\varphi), s_0 + \Delta s_0, l'_3 + \Delta l'_3, l_4 + \Delta l_4, e_{sk} + \Delta e_{sk}), \quad (5.11)$$

bzw. nach Entwicklung in eine Taylor-Reihe und Abbruch nach den Gliedern erster Ordnung in

$$s_{Ab} + \Delta s_{Ab} = s_{Ab}(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, \delta, r(\varphi), s_0, l'_3, l_4, e_{sk}) + \frac{\partial s_{Ab}}{\partial x_{A_0}} \cdot \Delta x_{A_0} + \frac{\partial s_{Ab}}{\partial y_{A_0}} \cdot \Delta y_{A_0} + \frac{\partial s_{Ab}}{\partial l_3} \cdot \Delta l_3 + \frac{\partial s_{Ab}}{\partial \delta} \cdot \Delta \delta + \frac{\partial s_{Ab}}{\partial r(\varphi)} \cdot \Delta r(\varphi) + \frac{\partial s_{Ab}}{\partial s_0} \cdot \Delta s_0 + \frac{\partial s_{Ab}}{\partial l'_3} \cdot \Delta l'_3 + \frac{\partial s_{Ab}}{\partial l_4} \cdot \Delta l_4 + \frac{\partial s_{Ab}}{\partial e_{sk}} \cdot \Delta e_{sk}. \quad (5.12)$$

Sofern die Übertragungsfunktion mathematisch formuliert vorliegt, gelangt man direkt durch partielle Ableitungen nach jedem einzelnen geometrischen Parameter zur Fehlerfunktion des Getriebes.

Die Wichtung eines Einzelfehlers wird unmittelbar aus dem Betrag des Differentialquotienten des betreffenden geometrischen Parameters ersichtlich.

Die Übertragungsgleichung in impliziter Form (4.10) wird in der Form:

$$0 = s_{Ab}(\varphi)^2 + D(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) \cdot s_{Ab}(\varphi) + E(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) \quad (5.13)$$

geschrieben. Die Koeffizienten der Gleichung (5.13) lauten:

$$\begin{aligned} D(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) &= -2l'_3 \cos(\psi(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) - \delta) + 2 \cdot s_0, \\ C(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) &= e_{sk}^2 + l_3'^2 - l_4^2 - 2l'_3 e_{sk} \sin(\psi(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) - \delta) - \\ &\quad - 2l'_3 s_0 \cos(\psi(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) - \delta) + s_0^2. \end{aligned} \quad (5.14)$$

Kinematische Einflussfunktionen der geometrischen Parameter q_i des Kurvengetriebes sind:

$$\frac{\partial s_{Ab}(\varphi, q_i)}{\partial q_i} = \frac{\partial D(\varphi, q_i)}{\partial q_i} s_{Ab}(\varphi) + \frac{\partial E(\varphi, q_i)}{\partial q_i} = 2l'_3 [(s_0 + s_{Ab}(\varphi)) \sin \psi(\varphi) - e_{sk} \cos \psi(\varphi)] \frac{\partial \psi(\varphi, q_i)}{\partial q_i}, \quad (5.15)$$

mit:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \psi(\varphi, q_i)}{\partial q_i} &= \frac{\partial}{\partial q_i} [2 \cdot x_{A_0} \cdot l_3 \cos \psi(\varphi) + 2 \cdot y_{A_0} \cdot l_3 \sin \psi(\varphi) + r(\varphi)^2 - x_{A_0}^2 - y_{A_0}^2 - l_3^2], \\ q_i &= \{x_{A_0}, y_{A_0}, l_3 \cdot r(\varphi)\}. \end{aligned} \quad (5.16)$$

Die partiellen Ableitungen (5.16) nach dem geometrischen Parameter q_i lauten:

1. für die x-Koordinate des Kurvenscheibendrehgelenkes $q_i \rightarrow x_{A_0}$

$$\frac{\partial \psi(\varphi, x_{A_0})}{\partial x_{A_0}} = 2 \cdot (l_3 \cos \psi(\varphi) - x_{A_0}) , \quad (5.17)$$

2. für die y-Koordinate des Kurvenscheibendrehgelenkes $q_i \rightarrow y_{A_0}$

$$\frac{\partial \psi(\varphi, y_{A_0})}{\partial y_{A_0}} = 2 \cdot (l_3 \sin \psi(\varphi) - y_{A_0}) , \quad (5.18)$$

3. für die Länge des Eingriffsgliedes $q_i \rightarrow l'_3$

$$\frac{\partial \psi(\varphi, l_3)}{\partial l_3} = 2 \cdot (x_{A_0} \cos \psi(\varphi) + y_{A_0} \sin \psi(\varphi) - l_3) , \quad (5.19)$$

4. für die polar Koordinate der Rollenmittelpunktkurve $q_i \rightarrow r(\varphi)$

$$\frac{\partial \psi(\varphi, r(\varphi))}{\partial r(\varphi)} = 2r(\varphi) . \quad (5.20)$$

Die kinematischen Einflussfunktionen der geometrischen Parameter p_i des nachgeschalteten Koppelgetriebes sind:

$$\frac{\partial s_{Ab}(\varphi, p_i)}{\partial p_i} = \frac{\partial D(\varphi, p_i)}{\partial p_i} s_{Ab}(\varphi) + \frac{\partial E(\varphi, p_i)}{\partial p_i} . \quad (5.21)$$

Die partiellen Ableitungen von (5.21) nach dem geometrischen Parameter p_i lauten:

1. für den Verstellwinkel $q_i \rightarrow \delta$

$$\frac{\partial D(\varphi, \delta)}{\partial \delta} = -2l'_3 \sin(\psi(\varphi) - \delta), \quad \frac{\partial E(\varphi, \delta)}{\partial \delta} = 2l'_3 (e_{sk} \cos(\psi(\varphi) - \delta) - s_0 \sin(\psi(\varphi) - \delta)) , \quad (5.22)$$

2. für die Ausgangslage des Schiebers $q_i \rightarrow s_0$

$$\frac{\partial D(\varphi, s_0)}{\partial s_0} = 2, \quad \frac{\partial E(\varphi, s_0)}{\partial s_0} = 2 \cdot (s_0 - l'_3 \cos(\psi(\varphi) - \delta)) , \quad (5.23)$$

3. für die Länge der Schwinge $q_i \rightarrow l'_3$

$$\frac{\partial D(\varphi, l'_3)}{\partial l'_3} = -2 \cos(\psi(\varphi) - \delta), \quad \frac{\partial E(\varphi, l'_3)}{\partial l'_3} = 2 \cdot (l'_3 - e_{sk} \sin(\psi(\varphi) - \delta) - s_0 \cos(\psi(\varphi) - \delta)) , \quad (5.24)$$

4. für die Länge der Koppel $q_i \rightarrow l_4$

$$\frac{\partial D(\varphi, l_4)}{\partial l_4} = 0, \quad \frac{\partial E(\varphi, l_4)}{\partial l_4} = -2l_4 , \quad (5.25)$$

5. für die Versetzung der Schubrichtung $q_i \rightarrow e_{sk}$

$$\frac{\partial D(\varphi, e_{sk})}{\partial e_{sk}} = 0, \quad \frac{\partial E(\varphi, e_{sk})}{\partial e_{sk}} = 2 \cdot (e_{sk} - l'_3 \sin(\psi(\varphi) - \delta)) . \quad (5.26)$$

6 Praxisorientiertes Programm zum Entwurf von nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetrieben mit rotatorischem Antrieb

Zur Berechnung der Kurvenscheibenprofile der nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetrieben ist ein Programm in der objektorientierten Programmierungssprache Delphi-7 entwickelt worden. Das Programm ist in drei Abschnitte: Strukturbestimmung, Eingaben und Ausgaben unterteilt.

In den Bildern 6.1, 6.2 und 6.3 sind exemplarisch entsprechende Masken dargestellt.

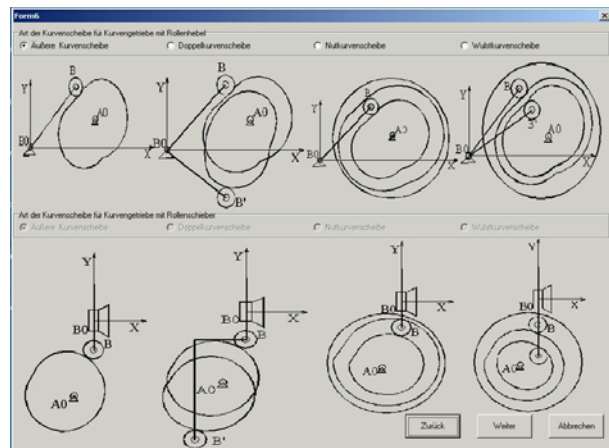
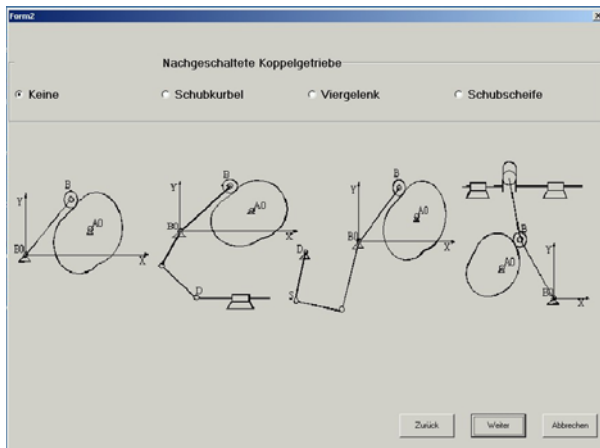


Bild 6.1 Masken des Abschnittes „Strukturbestimmung“

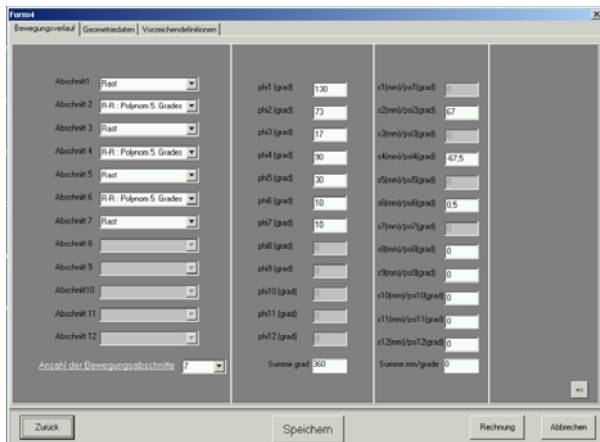


Bild 6.2 Masken des Abschnittes „Eingaben“

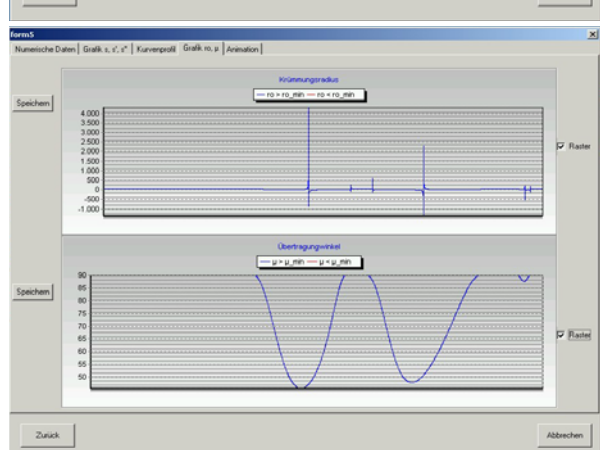
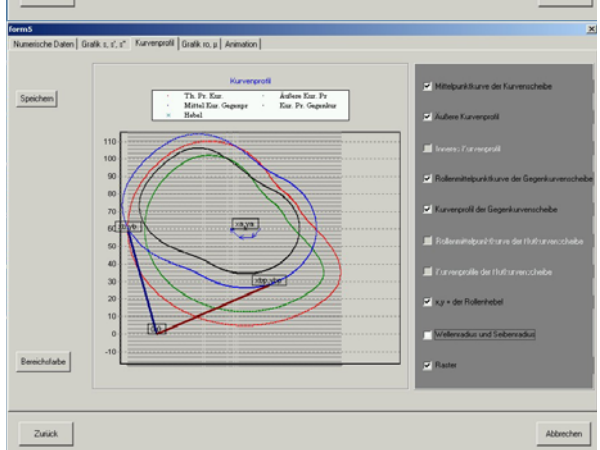
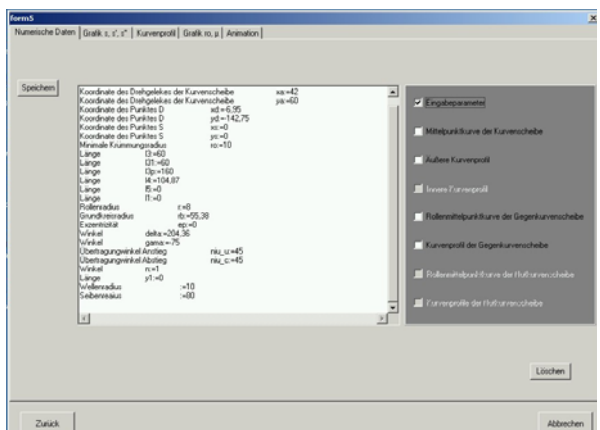


Bild 6.3 Masken des Abschnittes „Ausgaben“

7 Anwendungsbeispiel

Für die Fertigung komplexer elektromechanischer Baugruppen aus den Bereichen der Telekommunikation und Automobilindustrie werden vollautomatische Bestückungssysteme für die Verarbeitung verschiedener Stanz-Biege-Elemente benötigt. Die XENON Automatisierungstechnik GmbH hat sich in den letzten Jahren auf die Entwicklung und Fertigung von Montageanlagen mit hochdynamischer Bestückung von Kontaktelementen spezialisiert. Besonders bei der seriellen Bestückung, die den Vorteil wahlfreier Bestückungsraster bietet, werden bei Bestückungsleistungen zwischen 100 und 300 Einzelementen pro Minute höchste Anforderungen an die Mechanik gestellt.

Die Produkte bestehen in der Regel aus einer Kombination aus komplexen Kunststoffspritzteilen und einer Vielzahl von Stanz-Biege-Elementen für verschiedenste Kontaktierungsaufgaben. Diese Kontaktierungselemente werden dabei von Rolle als Stanz-Biege-Teile dem Montageautomaten zugeführt. Die Art der Stanz-Biege-Teile reicht dabei von einfachen Flachkontakten über Vierkantstifte bis hin zu hoch komplizierten Blechbiegeteilen aus Sondermaterialien mit teilveredelten Kontaktbereichen.

Aufgabe der Bestückungssysteme ist es, die jeweiligen Kontaktelemente vom Stanzband mittels integriertem Spezialschnittwerkzeug zu trennen, die damit vereinzelt Elemente zu greifen, aus dem Werkzeug zu entnehmen und in das Kunststoffteil mit zum Teil erheblichen Fügekräften einzupressen. Parallel dazu muss während des Einpressvorganges das Stanzband weitergetaktet und im Schnittwerkzeug neu positioniert werden. Die gesamte Bewegungsabfolge aller aktiven Elemente kann zeitlich und räumlich hochpräzise und –dynamisch sehr elegant und effektiv mittels Kurvensteuerung realisiert werden.

Als Beispiel für die Anwendung nachgeschalteter Getriebe soll nachfolgend ein Bestückungssystem der Fa. Xenon Automatisierungstechnik näher erläutert werden. Wie vorher erwähnt, werden für derartige Bestückungssysteme folgende Bewegungsvorgänge benötigt:

- Vorschub und Positionierung des Stanzbandes
- Freischneiden des Einzelkontaktes und Abfallschnitt
- Greifen des freigeschnittenen Einzelkontaktes
- Querhubbewegung des Greifers aus dem Werkzeug
- Setzhubbewegung zum Einpressen des Einzelkontaktes

Diese Bewegungssysteme werden über 5 auf eine Zentralwelle aufgespannte Kurvenscheiben (Nutkurven bzw. Doppelaußenkurven) gesteuert. Der Antrieb erfolgt mittels hochdynamischem Servosystem.

Alle Kurvensysteme bestehen im Prinzip aus Kurvenscheibe mit Rollenhebel und nachgeschalteter Schubkurbel. Alle Geometrien sind bauraumminimiert und je nach Aufgabe durch entspre-

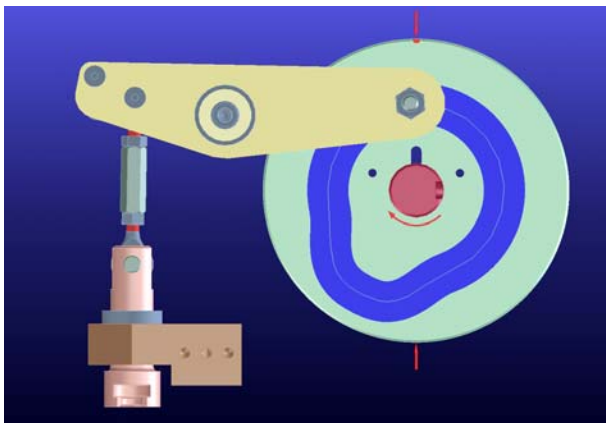


Bild 7.1: Schubkurbel mit Nutkurve für Schnittwerkzeugbewegung

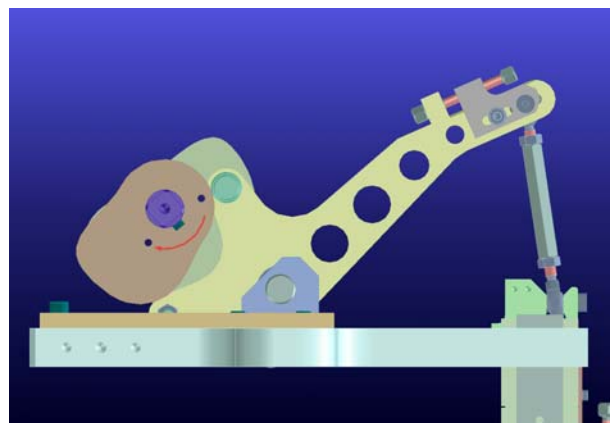


Bild 7.2: Doppelaußenkurve für Setzhubbewegung

Um produktabhängig nachträglich kleine Korrekturen der Bewegungsendlagen und Hublängen zu ermöglichen, sind konstruktiv in den verschiedenen Getriebegliedern geeignete Elemente integriert.

- minimale Baugröße des Gesamtsystems zur Integration in komplexe Montageautomaten,
- Dauerstabilität aller Bewegungsprozesse,
- Masse-, Geräusch- und Schwingungsminimierung ,
- Endlagengenauigkeiten aller Abtriebsglieder im Bereich $\pm 0,05$ mm,
- variable Bestückungsleistungen (Einzeltaktbetrieb, Schleichgang für Einrichtarbeiten und Dauerbetrieb mit bis zu 300 Takten pro Minute,
- hohe Verschleißfestigkeit aller Elemente,
- Servicefreundlichkeit für Wartung und Umrüstung,
- modulares System für einfache Anpassungen an andere artgleiche Produkte.

[illegible]

Momentan wird an der weiteren Optimierung des Berechnungsprogramms und der Konstruktion gearbeitet. Ziele dieser Entwicklung sind eine weitere Erhöhung der Bestückungsfrequenz von bis zu 500 Takten pro Minute und die Verbesserung der Endlagengenauigkeiten auf $\pm 0,02$ mm. Im Bild 7.4 und Bild 7.5 ist einen der beschriebenen Bestückungssystem als 3D-CAD-Modell bzw. im realisierten Zustand dargestellt.

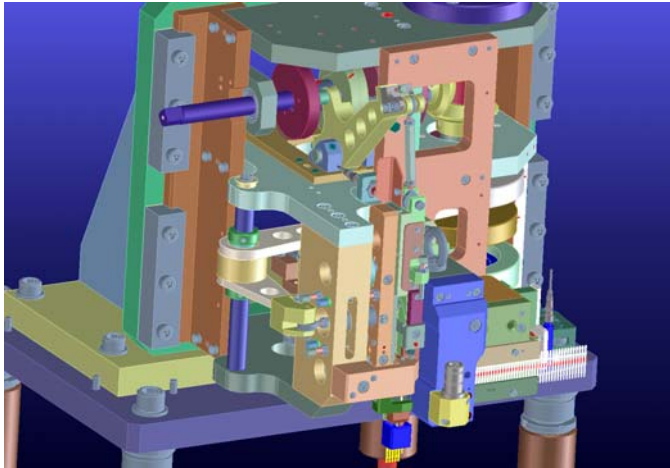


Bild 7.4 3D-CAD-Modell eines Bestückungssystems



Bild 7.5 Bestückungssystem zum Einsetzen von Stanz-Biegekontakten

8 Schlussfolgerungen

Die nachgeschalteten Kurven- und Koppelgetriebe mit rotatorischem Antrieb sind fünfgliedrige Getriebe, die zeitlich aufeinander abgestimmte Bewegungen der Arbeitsorgane erlauben. Diese Getriebe als einfache Getriebestrukturen ermöglichen die Kniehebelwirkung an der Schubkurbel, die Abtriebswinkelvergrößerung, die Verbesserung der Kraft- und Bewegungsübertragung zwischen An- und Abtriebsglied.

Der Beitrag stellt ein allgemeines Verfahren für die Analyse und Synthese dar. An einem Beispiel wird dieses Verfahren erläutert. Für die nachgeschalteten Getriebe sind die charakteristischen Gütekennwerte angegeben. Das praxisorientierte Programm, das in Zusammenarbeit mit der Firma XENON Automatisierungstechnik GmbH und ibH Hagedorn entwickelt wurde, basiert auf der dargestellten Synthese und Analyse. Dieses Programm ist bei den Industriepartnern in Anwendung, um den Zeit- und Arbeitsaufwand beim Getriebeentwurf reduzieren zu können.

Literatur- bzw. Quellenhinweise

- [1] Dresig, H., Vul'fson, I.I.: Dynamik der Mechanismen. VEB Deutscher Verlag 1990.
- [2] Hain, K.: Systematik mehrgliedriger Kurvengetriebe und ihre Anwendungsmöglichkeiten, Maschinenbautechnik 9, 1960.
- [3] Lovasz, E.-C.: Mechanismen in Verarbeitungsmaschinen – Studienbrief, TU Dresden, 2004.
- [4] Luck, K., Modler, K.-H.: Getriebetechnik, Springer-Verlag, Wien/ New-York, 1990.
- [5] Perju, D.: Mecanisme de mecanică fină. vol.1-2, Litografia IPTV Timișoara/ UTT, Timișoara, 1986/1990.
- [6] Volmer, J.: Getriebetechnik, Verlag Technik, Berlin, 1995.

Autorenangaben:

Prof. Dr.rer.nat habil Karl-Heinz Modler
Technische Universität Dresden
Fakultät Maschinenwesen
01062 Dresden
Tel: 0351-463-32989 Fax: 0351-463-33361
E-mail: modler@mfk.mw.tu-dresden.de

Dr.-Ing. Hartmut Freitag
XENON Automatisierungstechnik GmbH
Heidelbergerstr. 1, D-01189, Dresden
Tel.: +49 351 40 20 930
Fax: +49 351 40 20 919
E-mail: hartmut.freitag@xenon-dresden.de

Doz. Dr.-Ing. Erwin-Christian Lovasz
Prof. Dr.-Ing. Dan Perju
Oberass. Dr.-Ing. Dan Mărgineanu
Universitatea „Politehnica“ din Timișoara
Facultatea de Mecanică
Bv. Mihai Viteazul, nr.1, RO-300222 Timișoara
Tel: 0040-256-403562 Fax: 0040-256-403523
E-mail: lovasz@mec.utt.ro
danperju@mec.utt.ro
dmargineanu@yahoo.com

Dipl.-Ing. Jochen Hagedorn
ibH Ingenieurbüro für Feinwerktechnik
Bienertstr. 28, D-01187, Dresden
Tel: 0351-4729470
Fax: 0351-4729034
E-mail: jochen.hagedorn@ibh-hagedorn.de